

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 102 42 856.5
Anmeldetag: 14. September 2002
Anmelder/Inhaber: ZF Sachs AG, Schweinfurt/DE
Bezeichnung: Überbrückungskupplung
IPC: F 16 H 45/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 26. Juni 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, consisting of a stylized 'H' followed by a long horizontal stroke and a small upward hook.

Hoiß

Attorney Docket # 4452-569

Express Mail #EV273337845US
Patent

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

In re Application of
Jürgen DACHO et al.
Serial No.: n/a
Filed: concurrently
For: Bridging Clutch

LETTER TRANSMITTING PRIORITY DOCUMENT

Mail Stop Patent Application
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

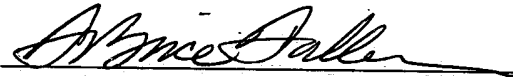
SIR:

In order to complete the claim to priority in the above-identified application under 35 U.S.C. §119, enclosed herewith is the certified documentation as follows:

German Application No. **102 42 856.5**, filed on September 14, 2002,
upon which the priority claim is based.

Respectfully submitted,
COHEN, PONTANI, LIEBERMAN & PAVANE

By



F. Brice Faller
Reg. No. 29,532
551 Fifth Avenue, Suite 1210
New York, New York 10176
(212) 687-2770

Dated: September 11, 2003

Z F Sachs AG - Schweinfurt

Patentanmeldung

Patentansprüche

1. Überbrückungskupplung, angeordnet in einem mit fluidförmigem Fördermedium zumindest teilweise befüllten Gehäuse einer zumindest ein Pumpenrad und ein Turbinenrad aufweisenden, hydrodynamisch wirksamen Kopplungsvorrichtung zwischen einer Antriebswelle und einer Getriebeeingangswelle, versehen mit einem Kolben, durch welchen in einer ersten Axialposition zumindest ein Reibelement mit wenigstens einer Reibfläche in Wirkverbindung bringbar ist und in einer zweiten Axialposition diese Wirkverbindung zumindest teilweise gelöst ist, und mit einem Torsionsschwingungsdämpfer, der mit einem Antriebselement und mit einem Abtriebselement ausgebildet ist, von denen jedes Aussparungen für Umfangsfedern und Beaufschlagungsbereiche für diese aufweist und das Antriebselement als Trägerelement für das ansonsten radiallyagerungsfrei im Gehäuse aufgenommene Turbinenrad wirksam ist,
- dadurch gekennzeichnet,**
- dass zumindest eines der beiden Elemente -Antriebselement (52) oder Abtriebselement (62)- über wenigstens einen in Achsrichtung im wesentlichen spielfrei an das jeweils andere Element (52, 62) herangeführten Radialbereich verfügt, der als Axialabstützung (60, 70) zur Positionierung des Turbinenrades (76) in dieser Richtung gegenüber dem Gehäuse (9) der Kopplungsvorrichtung (11) dient.

2. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass eines der beiden Elemente – vorzugsweise das Antriebselement (52) -
über Deckbleche (51a, 51b) mit in Achsrichtung im wesentlichen spielfrei an
eine Nabenscheibe (42) des jeweils anderen Elementes (52, 62) – vorzugs-
weise des Abtriebselementes (62) - herangeführten Radialbereichen verfügt,
die als Axialabstützungen (60, 70) zur Positionierung des Turbinenrades (76)
in einander entgegen gesetzten Richtungen im Gehäuse (9) der Kopplungs-
vorrichtung (11) dienen.
3. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass an zumindest einem der beiden Elemente –Antriebselement (52) oder
Abtriebselement (62)- Axialversteifungen (54, 66) vorgesehen sind.
4. Überbrückungskupplung nach Anspruch 3,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Axialversteifungen (54, 66) durch plastische Ausformung von Vor-
sprüngen (56) und/oder Rücksprüngen (58, 68) gegenüber einer Ausgangs-
ebene (55, 67) gebildet sind.
5. Überbrückungskupplung nach Anspruch 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Axialversteifungen (54, 56) an den Deckblechen (51a, 51b) vor-
zugsweise des Antriebselementes (52) vorgesehen sind.
6. Überbrückungskupplung nach Anspruch 3 oder 4,
dadurch gekennzeichnet,

dass zumindest eines der beiden Elemente –Antriebselement (52) oder Abtriebselement (62)- durch Oberflächenvergütung über eine hohe Steifigkeit verfügt.

- 5 7. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass an zumindest einem der beiden Elemente –Antriebselement (52) oder Abtriebselement (62)- die Aussparungen (48, 49) für die Umfangsfedern (47) dieselben in Radialrichtung im wesentlichen spielfrei aufnehmen.
- 10 8. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1 oder 7,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Umfangsfedern (47) bereits vor einem Einbau in die Aussparungen (48, 49) vorgekrümmt sind.
- 15 9. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1, 7 oder 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Umfangsfedern (47) warm gesetzt sind.
- 20 10. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1, 7, 8 oder 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass zumindest zwei Umfangsfedern (47) mit jeweils 180° Winkelversatz zueinander zwischen Antriebselement (52) und Abtriebselement (62) angeordnet sind.
- 25 11. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1, 7, 8 oder 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass höchstens acht Umfangsfedern (47) mit jeweils im wesentlichen gleichen Winkelabständen zueinander zwischen Antriebselement (52) und Abtriebs-
- 30 element (62) vorgesehen sind.

12. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1, 7, 8 oder 9,

dadurch gekennzeichnet,

dass bevorzugt zwischen drei und sechs Umfangsfedern (47) mit jeweils im wesentlichen gleichen Winkelabständen zueinander zwischen Antriebselement (52) und Abtriebselement (62) vorgesehen sind.

13. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1,

dadurch gekennzeichnet,

dass zumindest eines der beiden Elemente –Antriebselement (52) oder Abtriebselement (62)– jeweils über wenigstens eine Durchgangsöffnung (116, 118) verfügt.

14. Überbrückungskupplung nach Anspruch 13,

dadurch gekennzeichnet,

dass die jeweils wenigstens eine Durchgangsöffnung (116, 118) im radialen Erstreckungsbereich je einer Fertigungsverbindung (72) zwischen dem Antriebselement (52) des Torsionsschwingungsdämpfers (46) und dem Turbinenrad (76) ausgebildet ist, um als Montageöffnung für Werkzeuge zur Herstellung der Fertigungsverbindung (72) verwendbar zu sein.

15. Überbrückungskupplung nach Anspruch 2 und 14,

dadurch gekennzeichnet,

dass die Durchgangsöffnung (116, 118) radial im Bereich der Fertigungsverbindung (72) zwischen dem dem Turbinenrad (76) zugewandten Deckblech (51a) des Antriebselementes (52) und einem Turbinenradfuß (74) des Turbinenrades (76) besteht, und zwar sowohl in dem vom Turbinenrad (76) abgewandten Deckblech (51b) des Antriebselementes (52) als auch in der Naben-scheibe (42) des Abtriebselementes (62).

16. Überbrückungskupplung nach Anspruch 13,

dadurch gekennzeichnet,

dass die wenigstens eine Durchgangsöffnung (116, 118) als Strömungsverbindung zwischen einer an den Kolben (96) der Überbrückungskupplung (100) angrenzenden Druckkammer (106) und dem hydrodynamischen Kreis (81) wirksam ist.

5

17. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 13 bis 16,

dadurch gekennzeichnet,

dass die wenigstens eine Durchgangsöffnung (116, 118) bei Nutzung als Strömungsverbindung im radialen Erstreckungsbereich der Fertigungsverbindung (72) ausgebildet ist.

10

18. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 13 bis 17,

dadurch gekennzeichnet,

dass die Durchgangsöffnungen (116) im Antriebselement (52) und die Durchgangsöffnungen (118) im Abtriebselement (62) zumindest bereichsweise miteinander in flächiger Überdeckung stehen.

15

19. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 13 bis 18,

dadurch gekennzeichnet,

dass eine Mehrzahl von Durchgangsöffnungen (116, 118) vorgesehen ist, die in gleichen Winkelabständen zueinander im jeweiligen Element – Antriebselement (52) oder Abtriebselement (62) – ausgebildet sind.

20

20. Überbrückungskupplung nach einem der Ansprüche 13 bis 19,

dadurch gekennzeichnet,

dass der Kolben (96) auf einer Gehäusenabe (101) angeordnet und axial verlagerbar, aber drehfest mit einem an dieser Gehäusenabe (101) befestigten Halteelement (114) verbunden ist, das im radialen Erstreckungsbereich der Durchgangsöffnungen (116, 118) über wenigstens eine eigene Durchgangsöffnung (120) verfügt.

25

30

21. Überbrückungskupplung nach Anspruch 1 oder 2,

dadurch gekennzeichnet,

dass das Abtriebsselement (62) eine den Torsionsschwingungsdämpfer (46)
radial auf der Getriebeeingangswelle (33) zentrierende Torsionsdämpfernabe
5 (40) aufweist, die als Trägerelement (41) für die Nabenscheibe (42) dient.

FRP Zi/ke

Überbrückungskupplung

5

Beschreibung

10

Die Erfindung betrifft eine Überbrückungskupplung gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

15

Eine solche Überbrückungskupplung ist beispielsweise durch die japanische Veröffentlichung Sho 57-57958, Fig. 2 bekannt. Die Überbrückungskupplung ist in einem Gehäuse eines als hydrodynamische Kopplungsvorrichtung wirksamen Drehmomentwandlers angeordnet, der, wie aus den eingezeichneten Strömungspfeilen entnommen werden kann, mit fluidförmigem Fördermedium befüllt ist und in üblicher

20

Weise über einen hydrodynamischen Kreis verfügt, der zusätzlich zu einem Pumpenrad und einem Turbinenrad ein axial zwischen denselben angeordnetes Leitrad aufweist, und zwischen einer Antriebswelle und einer Getriebeeingangswelle eines Antriebsstranges vorgesehen ist. Zurückkommend auf die Überbrückungskupplung, weist diese einen Kolben auf, durch welchen in einer ersten Axialposition ein Reib-

25

element in Form einer Lamelle mit Reibflächen, vorgesehen am Kolben und an einem ringförmigen Widerlager, in Wirkverbindung bringbar ist, und in einer zweiten Axialposition diese Wirkverbindung aufgehoben werden kann. Das Reibelement ist drehfest an einem Innenlamellenträger aufgenommen, der an der Turbinenschale des Turbinenrades befestigt ist und im Wesentlichen parallel zum Turbinenradfuß

30

nach radial innen geführt ist, wo er aufgrund der Ausbildung mit Aussparungen für Umfangsfedern sowie mit Beaufschlagungsbereichen für die Letztgenannten als Teil eines Antriebselementes eines Torsionsschwingungsdämpfers wirksam ist, dem weiterhin als Abtriebselement eine ebenfalls mit Aussparungen und Beaufschlagungs-

bereichen für die Umfangsfedern vorgesehene Nabenscheibe zugeordnet ist, die einstückig mit einer Torsionsdämpfernabe ausgebildet ist, die ihrerseits an der bereits erwähnten Getriebeeingangswelle drehfest zentriert ist.

5 Das Turbinenrad lässt eine eigene Zentrierungsmaßnahme sowohl gegenüber dem Gehäuse der Kopplungsvorrichtung als auch gegenüber der Getriebeeingangswelle vermissen, sodass das ansonsten radiallyagerungsfrei im Gehäuse aufgenommene Turbinenrad allein über die Umfangsfedern des Torsionsschwingungsdämpfers eine Zentrierung erfährt.

10 Gemäß Fig. 2 der Zeichnung der japanischen Veröffentlichung ist axial zwischen dem Innenlamellenträger und der Nabenscheibe einerseits sowie zwischen der Letztgenannten und dem Turbinenradfuß andererseits jeweils ein vergleichsweise großer axialer Abstand vorgesehen, der eine axiale Verlagerbarkeit des Turbinenra-
15 des sowie des daran befestigten Innenlamellenträgers zulässt. Ausgehend von den jeweiligen Druckverhältnissen ist davon auszugehen, dass bei in Wirkposition stehendem Kolben eine axial zwischen demselben und dem Wandlerdeckel befindliche Kammer einen Überdruck gegenüber dem hydrodynamischen Kreis aufweist, sodass der Kolben über das Reibelement und den Innenlamellenträger das Turbinenrad
20 axial an das Pumpenrad annähert. Umgekehrt wird bei Drucklosigkeit der vorgeannten Kammer aufgrund des dann vorherrschenden Überdruckes im hydrodynamischen Kreis das Pumpenrad zusammen mit dem Innenlamellenträger und dem Reibelement axial in Richtung zum Kolben verlagert, sodass zumindest erhebliche Schlepplverluste nicht ausgeschlossen werden können.

25 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Überbrückungskupplung, deren Torsionsschwingungsdämpfer zur Zentrierung des Turbinenrades Verwendung finden soll, derart auszubilden, dass das Turbinenrad auch in Achsrichtung eine exakt definierte Position innerhalb des Gehäuses der Kopplungsvorrichtung einzunehmen
30 vermag.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Anspruches 1 angegebenen Merkmale gelöst. Durch Heranführung eines entweder am Antriebs-
element oder am Abtriebselement vorgesehenen Radialbereiches an das jeweils
andere der vorgenannten Elemente wird eine Axialabstützung zur Positionierung des
5 Turbinenrades in derjenigen Richtung sichergestellt, aus welcher sich der Radialbe-
reich dem benachbarten Element genähert hat. Folglichweise sind zwei dieser E-
lemente in Anordnung beidseits jeweils eines anderen Elementes dazu befähigt,
dem Turbinenrad in beiden möglichen Axialrichtungen eine Bewegungsberenzung
zu bilden, wobei diese Bewegungsbegrenzung bei im Wesentlichen spielfreier An-
10 näherung der jeweils benachbarten Elemente aneinander selbstverständlich nahezu
keine axiale Relativbewegbarkeit des Turbinenrades gegenüber dem Gehäuse mehr
zulässt. Vorzugsweise können hierzu beispielsweise am Antriebselement zwei Bau-
teile vorgesehen sein, die beispielsweise als Deckbleche ausgebildet und wirksam
sind, während das Abtriebselement in Form einer axial zwischen den beiden Deck-
15 blechen vorgesehenen Nabenscheibe realisiert sein kann, die zumindest im Erstre-
ckungsbereich der Umfangsfedern eine radiale Überdeckung mit den Deckblechen
des Antriebselementes aufweist. Selbstverständlich sind ebenso aber auch zwei mit
axialem Versatz zueinander ausgebildete Nabenscheiben als Abtriebselement
denkbar, die ein als Antriebselement wirksames einzelnes Deckblech axial zwischen
20 sich aufnehmen.

Eine stabile axiale Positionierung des Turbinenrades ist nur dann sichergestellt,
wenn sowohl das Antriebselement als auch das Abtriebselement jeweils eine hinrei-
chende Steifigkeit in Achsrichtung aufweisen. Aus diesem Grund können an-
25 spruchsgemäß an zumindest einem dieser Elemente Axialversteifungen vorgesehen
sein, die entweder durch plastische Ausformungen von Vorsprüngen und/oder Rück-
sprüngen gegenüber einer Ausgangsebene versteifungserhöhend wirken, oder aber
das jeweilige Element erhält durch entsprechende Oberflächenvergütung seine hö-
here Steifigkeit. Selbstverständlich sind auch beide Maßnahmen kombinierbar, wo-
30 bei durch die plastische Ausformung auch eine Vergrößerung eventueller Beauf-
schlagungsbereiche am Antriebs- oder Abtriebselement bereitgestellt werden kann,

während durch die Oberflächenvergütung diese Beaufschlagungsbereiche hervorragend gegen eine verschleißbedingte Einarbeitung der Umfangsfedern geschützt sind.

5 Selbstverständlich sollten die Aussparungen in Antriebs- oder Abtriebselement in Radialrichtung derart bemessen sein, dass sie die Umfangsfedern im Wesentlichen radial spielfrei aufnehmen, um auch in dieser Richtung den Vorteil einer exakten Zentrierung des Turbinenrades gegenüber dem Gehäuse der Kopplungsvorrichtung sicherzustellen. Da somit den Umfangsfedern über ihre eigentliche Funktion der
10 Torsionsschwingungsdämpfung auch die Funktion der Radiallagerung des Turbinenrades zukommt, müssen die Umfangsfedern bestmöglich an diese Zweitfunktion angepasst sein, um einem vorzeitigen Ausfall der Kopplungsvorrichtung aufgrund eventuellen Federbruches vorzubeugen. Aus diesem Grund können die Umfangsfedern vorzugsweise bereits vorgekrümmt gefertigt werden, sodass diese in unbelaste-
15 tem Zustand geringeren Biegespannungen ausgesetzt sind, als dies bei geraden Federn nach Einbau in mit gekrümmten Radialbereichen ausgebildeten Aussparungen im Antriebs- oder Abtriebselement der Fall wäre. Gerade die vorgenannte Einbausituation gerader Umfangsfedern würde unter Belastung an den Anlagepunkten der Umfangsfedern an den Führungen der Aussparungen in Verbindung mit den
20 Druckspannungen während des Betriebes des Torsionsschwingungsdämpfers zu lokal unzulässig hohen Spannungen sowie zu erhöhter Reibung führen, was letztendlich eine Beschädigung der Federn zur Folge haben könnte.

Eine weitere Steigerung der Haltbarkeit der Umfangsfedern wird durch das Warmsetzen der Letztgenannten erzielt, wodurch ein definiertes Setzverhalten der Umfangsfedern über deren gesamte Lebensdauer gewährleistet ist. Hierzu werden die Federn in gedrücktem Zustand mittels Wärmebehandlung auf eine bestimmte Setzlänge eingestellt. Dadurch wird erreicht, dass die Setzlänge der Federn im Betrieb nicht unter ein bestimmtes Niveau absinkt, sodass Klappergeräusche aufgrund eines
30 unerwünschten, sich im Beaufschlagungsbereich der Umfangsfedern bildenden Spiels weitgehend vermieden werden können.

Für die Ausbildung des Torsionsschwingungsdämpfers haben sich bevorzugt Umfangsfedersätze mit nicht weniger als zwei Umfangsfedern und mit nicht mehr als acht Umfangsfedern als vorteilhaft erwiesen. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei dieser Anzahl von Umfangsfedern einerseits ein ausreichender Federweg zur Verfügung gehalten werden kann, und andererseits ein günstiges Längen/Durchmesserverhältnis an der einzelnen Umfangsfeder eingestellt werden kann. Des Weiteren würde eine über acht Umfangsfedern hinausgehende Ausführung des Torsionsschwingungsdämpfers für die Ausbildung von Antriebs- oder Abtriebselement eine zu große Anzahl an Aussparungen zur Folge haben, wodurch die Festigkeit dieser Bauteile entsprechend vermindert wäre. Angesichts aller relevanter Überlegungen haben sich insbesondere Umfangsfedersätze zwischen drei und sechs Umfangsfedern als besonders vorteilhaft erwiesen.

Ein weiterer Vorteil stellt sich ein, wenn anspruchsgemäß zumindest ein Teil der Antriebselemente ebenso wie der Abtriebselemente jeweils über wenigstens eine Durchgangsöffnung verfügt, die vorzugsweise im radialen Erstreckungsbereich einer Fertigungsverbindung, wie beispielsweise einer Vernietung zwischen einem Bauteil, wie Antriebs- oder Abtriebselement mit dem Turbinenradfuß, ausgebildet ist. Diese Durchgangsöffnung gestattet nicht nur den Durchgriff von Werkzeugen zur Herstellung dieser Fertigungsverbindung, sondern darüber hinaus auch eine Strömungsverbindung zwischen den beiden Axialseiten des Torsionsschwingungsdämpfers, sodass sich ein hierdurch bewirkter Druckausgleich im Sinne einer verzögerungsärmeren Axialverlagerung des Kolbens der Überbrückungskupplung bemerkbar macht. Selbstverständlich sind Anzahl und Ort dieser Durchgangsöffnungen an die jeweiligen Anforderungen anzupassen, sodass einzelne Durchgangsöffnungen zumindest bereichsweise miteinander in flächiger Überdeckung stehen und in gleichen Winkelabständen zueinander ausgebildet sein können. Wesentlich ist hierbei, dass die zur Herstellung einer Fertigungsverbindung vorgesehenen Durchgangsöffnungen jeweils den Zugang zum Ort der Fertigungsverbindung ermöglichen müssen, während die eine Strömungsverbindung herstellenden Durchgangsöffnungen im idealen radi-

alen Bereich für einen Druckausgleich positioniert sein sollten. Selbstverständlich können eine Mehrzahl von Durchgangsöffnungen an einem Antriebs- und/oder Abtriebselement vorgesehen sein, von denen ein Teil als Fertigungsverbindung und ein anderer Teil als Strömungsverbindung wirksam ist. Die beiden Gruppen von Durchgangsöffnungen können demnach auf unterschiedlichen Radien von Antriebs- oder Abtriebselement ausgebildet sein.

Im Folgenden werden Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand einer Zeichnung näher erläutert. Es zeigt:

Fig.: Die obere Hälfte eines Längsschnittes durch einen Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplung, die über einen Torsionsschwingungsdämpfer zur Aufnahme des Turbinenrades vorgesehen ist.

An einer Antriebswelle 1, beispielsweise gebildet durch die Kurbelwelle einer Brennkraftmaschine, ist eine Zentralausnehmung 3 zur Aufnahme eines Lagerzapfens 5 vorgesehen, der am Wandlerdeckel 7 des Gehäuses 9 einer um eine Drehachse 10 drehbaren Kopplungsvorrichtung 11 befestigt ist. Die Fig. zeigt die Kopplungsvorrichtung in Form eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers, jedoch ist ebenso auch eine Hydrokupplung vorstellbar.

Am Wandlerdeckel sind im radial äußeren Bereich Flansche 13 befestigt, von denen jeder über eine Verschraubung 15 zur Anbindung der Kopplungsvorrichtung 11 an eine Flexplate 17 im radial äußeren Bereich derselben dient, wobei die Flexplate 17 ihrerseits im radial inneren Bereich über eine Verschraubung 19 an der Antriebswelle 1 befestigt ist. Die Flexplate 17 ermöglicht in bekannter Weise eine axial elastische Anbindung der Kopplungsvorrichtung 11 an die Antriebswelle 1.

Der von der Antriebswelle 1 abgewandte Teil des Gehäuses 9 ist als Pumpenschale 21 ausgebildet, die durch Ausstattung mit Schaufeln 22 zur Bildung eines Pumpenrades 23 dient. Die Pumpenschale 21 nimmt in ihrem radial inneren Bereich eine

Wandlernabe 24 fest auf, die ihrerseits eine Stützwelle 25 für einen Freilauf 27 umschließt, wobei die Stützwelle 25 über eine Verzahnung 26 mit dem Freilauf 27 in Verbindung steht. Der Letztgenannte wiederum dient zur Aufnahme einer Leitradnabe 28, die zur Bildung eines Leitrades 29 mit Schaufeln 30 ausgebildet ist.

5

Die Leitradnabe 28 stützt sich an der Seite der Wandlernabe 24 über eine Axiallagerung 31 ab, während sie an ihrer axialen Gegenseite über eine Lagerung 32 Anschluss hält an eine Torsionsdämpfernabe 40, die über eine Verzahnung 35 auf einer Getriebeeingangswelle 33 angeordnet ist, die durch einen Ringraum 36 von der Stützwelle 25 getrennt innerhalb derselben angeordnet ist. Radial außerhalb der Stützwelle 25 wiederum ist zwischen derselben und der Wandlernabe 25 ein zweiter Ringraum 37 ausgebildet.

15

Die bereits genannte Torsionsdämpfernabe 40 verjüngt sich nach radial außen zu einer Nabenscheibe 42 und kommt in Richtung zur Antriebswelle 1 über eine weitere Axiallagerung 45 an einer Gehäusenabe 101 zur Anlage. Die Torsionsdämpfernabe 40 ist zusammen mit der Nabenscheibe 42 Teil eines Torsionsschwingungsdämpfers 46, der über Aussparungen 43 zur Aufnahme von Umfangsfedern 47 verfügt. Diese Aussparungen sind an ihren umfangsseitigen Enden mit Beaufschlagungsbereichen für die Umfangsfedern versehen, wobei die Letztgenannten sich anderenends an Beaufschlagungsbereichen von Aussparungen 48, 49 in Deckblechen 51a, 51b abstützen, die radial außerhalb der Umfangsfedern 47 durch eine Vernietung 53 zusammengehalten werden.

25

Die Deckbleche 51a, 51b dienen gemeinsam als Antriebselement 52 des Torsionsschwingungsdämpfers 46, bei welchem die Torsionsdämpfernabe 40 zusammen mit der Nabenscheibe 42 als Abtriebselement 62 wirksam ist. Bei der dargestellten Konstruktion bilden die Deckbleche 51a, 51b des Antriebselementes 52 zur Axialpositionierung des Abtriebselementes 62 dienende Axialabstützungen 60, 70, wofür die Deckbleche 51a, 51b wie folgt ausgebildet sind:

30

Das Deckblech 51a weist, von einer Ausgangsebene 55 beginnend, einen Vorsprung 56 in Richtung zur benachbarten Seite der Nabenscheibe 42 auf. Dieser Vorsprung 56 dient als Anlagefläche für die Nabenscheibe 42 in Richtung zur Wandlernabe 24 und damit als Axialabstützung 60. Radial außerhalb dieser Axialabstützung 60 wandelt sich der Vorsprung 56 in einen Rücksprung 58, der, gegenüber der Ausgangsebene 55, in Richtung zur Wandlernabe 24 geführt ist. Aufgrund der plastischen Ausformung des Deckbleches 51a mit Vorsprung 56 und Rücksprung 58 entsteht eine Axialversteifung 54 für das Deckblech 51a. Ebenso verhält es sich bei dem Deckblech 51b, das mit einer Ausgangsebene 67 eine Axialabstützung 70 für die Nabenscheibe 42 in Richtung zur Antriebswelle 1 bildet und zugunsten einer höheren Axialfestigkeit des Deckbleches 51b radial weiter außen über einen Rücksprung 68 zur Bildung der Axialversteifung 66 verfügt. Zusätzlich zu diesen geometrisch bedingten Axialversteifungen 54, 66 an den Deckblechen 51a, 51b können diese durch spezielle Behandlung, wie beispielsweise Oberflächenhärten, eine weitere Versteifung erhalten, wobei insbesondere aufgrund einer derartigen Vergütung die Beaufschlagungsbereiche der Aussparungen 48, 49 in den Deckblechen 51a, 51b gegen ein verschleißbedingtes Einarbeiten der jeweiligen Federenden der Umfangsfedern 47 geschützt sind. Selbstverständlich kann aus dem gleichen Grund auch der Beaufschlagungsbereich der Aussparung 43 der Nabenscheibe 42 vergütet sein.

Am Deckblech 51a ist im radial inneren Bereich eine Fertigungsverbindung 72 in Form einer Vernietung vorgesehen, um den Turbinenradfuß 74 des Turbinenrades 76 am Torsionsschwingungsdämpfer 46 anzubinden. Das Turbinenrad 76 verfügt in üblicher Weise über eine Turbinenschale 78, in der Schaufeln 80 vorgesehen sind. Das Turbinenrad 76 bildet zusammen mit dem bereits erwähnten Pumpenrad 23 und dem Leitrad 29 einen hydrodynamischen Kreis 81.

Zurückkommend auf den Torsionsschwingungsdämpfer 46, wird dessen Deckblech 51b im Bereich seines Außenumfanges mittels einer Umformung 82 in Richtung zum Wandlerdeckel 7 eine Zweitfunktion zugeordnet, nämlich die eines Außenlamellen-

trägers 84, der Außenlamellen 86a, 86b drehfest aufnimmt. Beide Außenlamellen können beidseits mit Reibbelägen 88 versehen sein. Die Außenlamelle 86a kann mit ihrem der Antriebswelle 1 zugewandten Reibbelag am Wandlerdeckel 7 zur Anlage gebracht werden, während der an der Außenlamelle 86b der der Wandlernabe 24 zugewandte Reibbelag an einem Kolben 96 einer Überbrückungskupplung 100 in Wirkverbindung kommen kann. Die beiden einander zugewandten Reibbeläge 88 an den Außenlamellen 86a, 86b nehmen dagegen eine vorzugsweise belagfreie Innenlamelle 90 zwischen sich auf, die über einen Haltebügel 92 mit dem Wandlerdeckel 7 drehfest ist und gemeinsam mit den Außenlamellen 86a, 86b ein Lamellenpaket 94 bildet. Selbstverständlich kann auch die Innenlamelle 90 beidseits mit Reibbelägen ausgebildet sein, während die einander zugewandten Seiten der Außenlamellen 86a, 86b reibbelagsfrei ausgebildet sind. Auch kann die Anzahl der Außen- und Innenlamellen variieren.

Der Kolben 96 der Überbrückungskupplung 100 ist im radial inneren Bereich über eine Dichtung 102 auf der bereits erwähnten Gehäusenabe 101 des Gehäuses 9 axial verlagerbar angeordnet und steht radial außen in drehfester Verbindung mit einem Halteelement 114, das seinerseits im radial inneren Bereich an der Gehäusenabe 101 befestigt ist. Mit diesem Halteelement 114 ist der Kolben 96 außerdem über Tangentialblattfedern 112 verbunden, durch welche der Kolben aus seiner das Lamellenpaket 94 beaufschlagenden Wirkposition in seine Ruheposition zurückgezogen werden kann.

Der Kolben 96 wird seine Wirkposition einnehmen, wenn der Druck im hydrodynamischen Kreis 81 höher ist als in einer Druckkammer 106 axial zwischen dem Kolben 96 und dem Wandlerdeckel 7. Die Versorgung des hydrodynamischen Kreises erfolgt in üblicher Weise über eine interne Ölpumpe durch die Ringräume 36 und 37. Vom hydrodynamischen Kreis 81 kommendes fluidförmiges Fördermedium kann auch bei geschlossener Überbrückungskupplung, das heißt bei in Wirkposition stehendem Kolben 96, über eventuell in den Reibbelägen vorhandene Nutungen nach radial innen in die Druckkammer 106 abströmen und wird über Durchflüsse 104 in

der Gehäusenabe 101 sowie über die Axialbohrung 34 in der Getriebeeingangswelle 33 aus dem Gehäuse 9 herausgeführt. Umgekehrt wird bei Zufuhr von Fördermedium über die Axialbohrung 34 Fördermedium über die Durchflüsse 104 in die Druckkammer 106 gelangen und den Kolben 96 aus seiner Wirkposition in seine Ruheposition umstellen. Da bei dieser Hubbewegung des Kolbens 96 jeweils Fördermedium aus dem hydrodynamischen Kreis 81 nachgesaugt oder in diesen zurückgedrängt werden muss, ist im Halteelement 114 im radial inneren Bereich desselben eine Durchgangsöffnung 120 vorgesehen, die zumindest einen gemeinsamen Überdeckungsbereich mit einer Durchgangsöffnung 116 im Deckblech 51b sowie mit einer Durchgangsöffnung 118 in der Nabenscheibe 42 aufweist. Die Durchgangsöffnung 120 wirkt somit in Verbindung mit den Durchgangsöffnungen 116 und 118 als Strömungsverbindung, kann allerdings bei Ausbildung im Erstreckungsbereich der Fertigungsverbindung 72 auch als Montageöffnung verwendet werden, indem in Achsrichtung Montagewerkzeuge zur Herstellung der Fertigungsverbindung 72 eingeschoben wird.

Charakteristisches Merkmal der behandelten Ausführung ist ein Turbinenrad, bei welchem aufgrund des Verzichtes auf eine Turbinennabe die Zentrierung gegenüber der Getriebeeingangswelle 33 und damit auch gegenüber dem Gehäuse 9 über den Torsionsschwingungsdämpfer 46 erfolgt. Aus diesem Grund sind bei dem Letztgenannten die Aussparungen 43, 48, 49 sowohl in der Nabenscheibe 42 als auch in den Deckblechen 51a, 51b in radialer Richtung mit minimalem Spiel ausgebildet, um eine möglichst passgenaue Zentrierung des Turbinenrades zu erzielen. Von wesentlicher Bedeutung für eine axiale Positionierung des Turbinenrades 76 innerhalb des Gehäuses 9 ist hierbei die Ausbildung entweder des

Antriebselementes 52 oder des Abtriebselementes 62 in einer Weise, dass wenigstens eines dieser Elemente 52, 62 in Achsrichtung einen im Wesentlichen spielfrei an das jeweils andere Element 52, 62 herangeführten Radialbereich aufweist, der als Axialabstützung 60, 70 zur Positionierung des Turbinenrades 76 in der auf ihr zugewandten Axialrichtungen gegenüber dem Gehäuse 9 der Kopplungsvorrichtung 11 dient. Konsequenterweise muss bei einer derartigen konstruktiven Ausbildung der Axialabstützungen 60, 70 für eine hohe axiale Steifigkeit der Letztgenannten gesorgt werden, um bei Einleitung von Kräften in Achsrichtung oder mit zumindest einer Komponente in dieser Richtung Taumelbewegungen zwischen dem Antriebs-
element 52 und dem Abtriebselement 62 des Torsionsschwingungsdämpfers 46 wirksam zu unterbinden. Insofern kommt den Axialversteifungen 54, 66 an den Axialabstützungen 60, 70 eine erhebliche Bedeutung beim Anmeldegegenstand zu.

Ein weiterer Aspekt ist, dass aufgrund der Zentrierung des Turbinenrades 76 über den Torsionsschwingungsdämpfer 46 dessen Umfangsfedern 47 einer höheren Belastung ausgesetzt sind, als dies bei einem unmittelbar auf der Getriebeeingangswelle 33 zentrierten Turbinenrad der Fall wäre. Aus diesem Grund werden die Umfangsfedern 47 vor einem Einbau in die Aussparungen 43 der Nabenscheibe 42 sowie in die Aussparungen 48, 49 der Deckbleche 51a, 51b vorgekrümmt, sodass sie im unbelasteten Zustand nahezu biegespannungsfrei sind. Dadurch kann vermieden werden, dass die Federn unter Belastung an den Beaufschlagungsbereichen von Nabenscheibe 42 und Deckblechen 51a, 51b in Verbindung mit den bei Einleitung von Torsionsschwingungen lokal unzulässig hohen Torsionsspannungen sowie erhöhter Reibung eine Schädigung erfahren.

Weiterhin werden die Umfangsfedern 47 warmgesetzt, indem sie bei ihrer Herstellung in gedrücktem Zustand mittels Wärmebehandlung auf eine bestimmte Setzlänge eingestellt werden. Derart vorbehandelt, werden die Umfangsfedern 47 im Dauerbetrieb bezüglich ihrer Setzlänge nicht unter ein vorbestimmtes Niveau absinken, sodass Klappergeräusche infolge von zu starken Setzerscheinungen an den Umfangsfedern 47 zumindest weitgehend reduziert werden können.

Was die Anzahl der Umfangsfedern 47 innerhalb des Torsionsschwingungsdämpfers 46 betrifft, so soll einerseits der Windungsdurchmesser zugunsten einer kompakten axialen Ausbildung der Überbrückungskupplung 100 gering sein, und andererseits soll zugunsten der gewünschten Entkopplungsgüte ein in Umfangsrichtung ausreichender Federweg zur Verfügung stehen. Beide Faktoren können nicht nur über die Bemessung der einzelnen Umfangsfedern 47, sondern auch über deren Anzahl beeinflusst werden. Zwar ist der Torsionsschwingungsdämpfer 46 bereits bei Verwendung von zwei symmetrisch angeordneten Umfangsfedern 47 funktionsfähig, jedoch hat sich für eine saubere Zentrierung des Turbinenrades 76 am Torsionsschwingungsdämpfer 46 die Verwendung von mindestens drei symmetrisch über den Umfang angeordneten Umfangsfedern 47 als vorteilhaft erwiesen. Bei Verwendung von drei bis sechs Umfangsfedern 47 wird ein optimales Ergebnis bestehen, während bei einer über sechs hinausgehenden Anzahl von Umfangsfedern dieselben nicht ohne Weiteres auf dem für diese bestimmten Radius des Torsionsschwingungsdämpfers 46 untergebracht werden können.

FRP Zi/ke

Patentanmeldung

5

Zusammenfassung

10 Eine Überbrückungskupplung ist in einem mit fluidförmigem Fördermedium befüllten Gehäuse einer ein Pumpenrad und ein Turbinenrad aufweisenden, hydrodynamisch wirksamen Kopplungsvorrichtung zwischen einer Antriebswelle und einer Getriebe-
eingangswelle angeordnet. Die Überbrückungskupplung ist mit einem Kolben versehen, durch welchen in einer ersten Axialposition zumindest ein Reibelement mit wenigstens einer Reibfläche in Wirkverbindung bringbar ist, und in einer zweiten Axial-
15 position diese Wirkverbindung zumindest teilweise lösbar ist, und mit einem Torsionsschwingungsdämpfer, der mit zumindest einem Antriebselement und mit wenigstens einem Abtriebselement ausgebildet ist, von denen jeweils wenigstens eines Aussparungen für Umfangsfedern und Beaufschlagungsbereiche für diese aufweist. Wenigstens eines der Abtriebselemente ist als Trägerelement für das ansonsten
20 radiallyagerungsfrei im Gehäuse aufgenommene Turbinenrad wirksam. Zumindest eines dieser Elemente, nämlich das Antriebselement oder das Abtriebselement, verfügt über wenigstens einen in Achsrichtung im Wesentlichen spielfrei an das jeweils andere dieser Elemente herangeführten Radialbereich, der als Axialabstützung zur Positionierung des Turbinenrades in dieser Richtung gegenüber dem Gehäuse der
25 Kopplungsvorrichtung dient.

FRP Zi/ke

Bezugszeichenliste

1.	Antriebswelle	42.	Nabenscheibe
5 3.	Zentralausnehmung	43.	Aussparungen
5.	Lagerzapfen	45.	Axiallagerung
7.	Wandlerdeckel	35 46.	Torsionsschwingungsdämpfer
9.	Gehäuse	47.	Umfangsfedern
10.	Drehachse	48,49	Aussparungen
10 11.	Kopplungsvorrichtung	51a,51b	Deckbleche
13.	Flansch	52.	Antriebselement
15.	Verschraubung	40 53.	Vernietung
17.	Flexplate	54.	Axialversteifung
19.	Verschraubung	55.	Ausgangsebene
15 21.	Pumpenschale	56.	Vorsprung
22.	Schaufeln	58.	Rücksprung
23.	Pumpenrad	45 60.	Axialabstützung
24.	Wandlernabe	62.	Abtriebselement
25.	Stützwelle	66.	Axialversteifung
20 26.	Verzahnung	67.	Ausgangsebene
27.	Freilauf	68.	Rücksprung
28.	Leitradnabe	50 70.	Axialabstützung
29.	Leitrad	72.	Fertigungsverbindung
30.	Schaufeln	74.	Turbinenradfuß
25 31,32	Axiallagerung	76.	Turbinenrad
33.	Getriebeeingangswelle	78.	Turbinenschale
34.	Axialbohrung	55 80.	Schaufeln
35.	Verzahnung	81.	hydrodyn. Kreis
36,37	Ringraum	82.	Umformung
30 40	Torsionsdämpfernabe	84.	Außenlamellenträger
41.	Trägerelement	86a,86b	Außenlamellen

- 88. Reibbeläge
- 90. Innenlamelle
- 92. Haltebügel
- 94. Lamellenpaket
- 5 96. Kolben
- 100. Überbrückungskupplung
- 101. Gehäusenabe
- 102. Dichtung
- 104. Durchfluss
- 10 106. Druckkammer
- 112. Tangentialblattfeder
- 114. Halteelement
- 116. Durchgangsöffnungen
- 118. "
- 15 120. "

